

# 降低高速铁路噪声措施的探讨

王光芦 刘达德

(北方交通大学机械工程系)

**摘要** 发展高速铁路必须要考虑其噪声问题,本文从线路、车辆、结构等各方面阐述了噪声的来源,借鉴国外相关经验论述了其治理对策。

**关键词** 高速铁路 噪声 治理

## 1 引言

自从1964年世界上第一条高速铁路在日本问世以来,高速铁路日益显示出它旺盛的生命力。目前我国从瑞典引进的第一辆新时速列车已经以200km/h的高速行驶在广州—深圳—香港铁路干线上,高速铁路的环境问题主要有:振动、噪声和电磁波干扰等,其中振动和噪声干扰对社会影响最大。

高速列车在轨道上运行时发生的各种噪声主要由钢轨和车轮的转动声(轮轨噪声);车体的空气阻力噪声(空气声);建筑物噪声;电装置的受电系统声(集电噪声)组成。这些噪声产生后,还会通过车体传到车内,形成车室噪声,对车上工作人员及旅客带来危害。同时高速列车噪声给沿线两侧居民聚居区的生活、学习、工作带来极大的干扰和危害,使许多功能区的噪声超过了标准值。以下就从声源、传播途径、受声点三者考虑综合治理这两方面的噪声。

## 2 车室噪声

车室噪声是车轮在钢轨上高速滚动产生的轮轨噪声,通过周围的空气由车体缝隙,特别是通过转向架附近的地板传入车内。同时包括逆变器控制设备或空调设备等电器设备噪声。而且,声能激励车体外壳。使车内地板,上下墙板,车窗等振动,并向车内辐射噪声。为了降低车内噪声可以从吸声、提高车体隔声性能以及设备的选用入手。①在内外墙板间、内外顶板

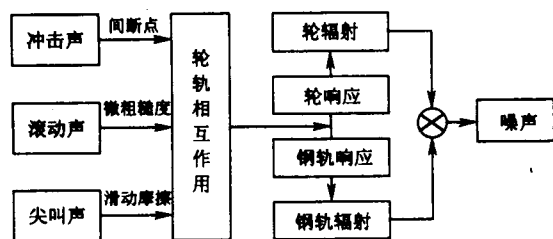
间、特别是夹板层间,都应填充性能较好的吸声材料,座椅上用吸声丝织品,行李架上安装吸声附面等,另外在车底以下50%的面积贴附吸声材料,以吸取车下声能;②在车体金属表面涂刷阻尼层可减少固体噪声,地板结构对隔绝轮轨噪声和驱动装置噪声效果最明显,采用双层地板结构即在地板与外板之间,设有吸声材料和空气层以及防振橡胶;采用带空气层的双层车窗,提高车窗的隔声量等。③空调设备应用螺杆压缩机取代活塞式压缩机以减少空调设备噪声。采用上述措施后,车内噪声可以降低至65dB以下。

## 3 列车运行噪声

### 3.1 轮轨噪声

轮轨噪声是钢轨和车轮振动发出的噪声,是高速列车铁路的一项主要声源,它主要表现为三种形式:冲击噪声、滚动声和尖叫声。冲击声为车轮经过钢轨接缝处或其它不连续部位(如辙叉)及表面呈波纹磨损的钢轨时产生的噪声;滚动声是车轮踏面和钢轨顶面存在凹凸不平顺时,由这一对运动副在滚动接触过程中引起钢轨与车轮间受迫振动而产生的;尖叫声是指列车沿曲线运行时,由于挤压外轨产生的摩擦及车轮在钢轨上滑动而产生的噪声。下面是三种轮轨噪声产生的模式图:

降低轮轨噪声主要在车辆走行部和线路方面的设计和维修着手。车辆走行部方面:①采用弹性车轮,即在轮箍与轮辋之间架装橡胶件;使



车轮具有径向柔顺性,可减弱尖叫声和地面振动,美国 SAB 型弹性车轮在车轮试验台上试验表明,其滚动噪声较标准车轮减小 5~7dBA,线路试验表明,降噪 2~3dBA;②保持车轮踏面圆整光洁,定期检查修整踏面光洁度,可使滚动噪声降低 2~4dBA,尖叫声降低 2~5dBA;③采用轮缘润滑器适时适量向轮缘与钢轨接触部分喷油润滑、减小磨损,降低轮轨噪声;④采用曲形踏面轮对,曲形踏面特点为从轮缘到踏面连续过渡,轮轨呈一点接触,当车轮滚动时,轮缘相对速度小,尖叫声低。英国、德国铁道部门已将曲形踏面定为标准轮箍外形。我国也在研制曲形踏面和与之配合的轨顶外形。线路方面:①采用焊接长钢轨(如焊接长钢轨,长度是 1~1.8km)较普通钢轨(长度 25m)降低 2~10dBA;②在钢轨和轨枕间、钢轨与轨条间采用弹性紧固件;实践表明此种方法能有效降噪 3~5dBA;③定期修整研磨轨面波纹状,使之表面光洁,比表面粗糙钢轨降低噪声 2~9dBA。

### 3.2 空气阻力噪声

高速列车会使接触车体表面的空气层受到不规则的强空气阻力作用,从而相应地产生了空气阻力噪声。空气阻力主要由以下几部分组成:①机车前、后端所受的空气阻力;②走行部所受的空气阻力,主要是转向架及其它表面不光滑所受的空气阻力;③机车车体底板区所受的空气摩擦阻力;④车体外表面与空气的摩擦阻力;下图为外国高速列车在不同速度下各种噪声和速度的关系。

由以上图表可知随着列车速度的增加空气阻力噪声对列车运行综合噪声的贡献越大。由

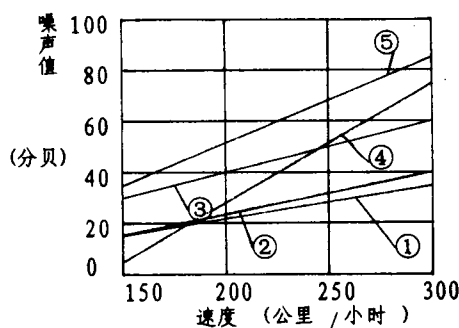


图1 噪声值与速度的关系

①集电噪声;②建筑物噪声;③轮轨噪声;④车体的空气阻力噪声(空气声);⑤为列车运行综合噪声。

于降低空气阻力可以使相应的噪声降低,而且,列车运行时所受空气阻力的计算公式为:

$$F = \frac{1}{2} A \rho v^2 (C_{dp} + \lambda L/d) (N) \quad (1)$$

式中: $\rho$  为空气密度;

$v$  为列车速度;

$A$  为列车横断面积;

$C_{dp}$  为列车正面阻力系数;

$\lambda$  为列车表面的摩擦系数;

$L$  为列车长度;

$d$  为水力直径(列车横断面积的四倍除以横断面的周长)。

由上可知减小列车空气阻力的主要措施是:①高速列车头尾流线化减小  $C_{dp}$  系数,将传统列车头尾部几乎为一垂直的端面改变为具有一定长度,越往前横截面积越小的表面光滑几何体。日本测试表明:利用平滑流线化表面可使噪声减小 10dB 左右;②提高列车表面光洁度,减小表面摩擦系数  $\lambda$ ,如将车门窗表面与车体表面平齐,取消突出在车体表面之处的扶手。③优化列车底部、转向架外形,如日本 DE11 型在 2000 机车车体两侧下安装隔声裙板,用金属制作,内侧附有吸声材料,下方边缘距轨顶 200mm,隔声裙板可垂直向上开启,作走行部检查,据日本 J. N. R 试验报告:该装置可以降噪 1~2dBA。④高速列车的侧板做成内倾式,倾角为 3°~5°。这样不仅能减少空气阻力,而且

还能减轻对窗玻璃的压力。图②为德国 ICE 高速客车车体断面。

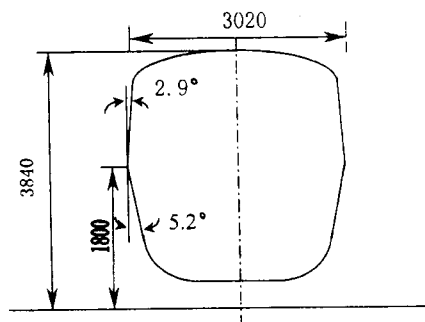


图 2 德国 ICE 高速客车车体断面

### 3.3 建筑物噪声

建筑物噪声主要是由于车轮与钢轨间的振动，经由轨道向建筑物而产生的第二次振动声。它主要来自桥梁的二次振动，从振动声音的大小看，无道碴的明桥面钢桥更突出一些，因此国内外都十分重视桥梁的减振降噪工作，建筑物噪声的治理须从线路和结构工程两方面入手。

①线路方面：桥上线路平顺，钢轨接缝要少，采用长钢轨的有碴道，在桥梁两侧建声屏障等。保持钢轨表面处于良好工作状态，此外还可以在钢桥和轨枕下增加弹性防振垫。

②结构方面：桥梁结构要有较高的强度和较大的抗挠扭刚度，一般不采用柔性结构，梁部选用混凝土或预应力混凝土等材料。另外钢梁涂上阻尼涂料，如橡胶、沥青等环氧树脂粘在钢梁表面，厚度约为 30mm。下图③是日本山阴本线混凝土高架桥的防噪声结构示意图，声屏障是高度为 1.9、厚度为 10cm 的钢筋混凝土。道床用平板结构，平板下面设有 25cm 厚的橡胶隔振垫。该项工程完成以后的噪声实测表明。与以前比较，在 30m 范围内噪声有明显下降，线路附近下降 15dBA 左右。在高架桥中央正下方 5m 处，噪声为 75—77dBA。

### 3.4 集电系噪声

凡由机车受电弓引发的声音，统称集电系噪声。它主要表现为三种形式：滑动声、电弧声、

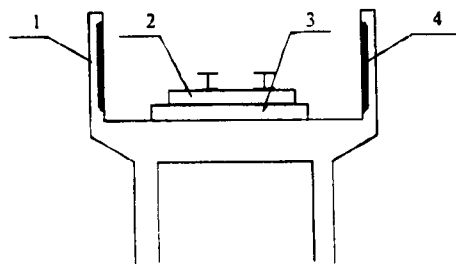


图 3 日本山阴本线混凝土高架桥的防噪声结构示意图

1—声屏障 2—混凝土平板道床  
3—隔振橡胶垫 4—吸声材料

受电弓的气动噪声。随着滑板导线间的滑动因弓网的高频波振动产生滑动声；列车在高速运行时受电弓和容易发生脱离而产生电弧噪声；受电弓突出在车顶上，几乎受到与列车速度相同的风速作用而产生摩擦从而引发受电弓的气动噪声。其中电弧噪声瞬时可达 100dBA。减小集电噪声可采用如下措施：①接触导线涂油，是在车站出入口附近导线上加涂油装置，在低速时对滑动噪声有效果；②将列车的受电弓数目减少，在受电弓之间用母线连接，导线与车辆间形成并联，有抑制电弧发生，减少电弧噪声 4dBA 左右；③在受电弓附近装有防风、隔声的受电弓罩，它由前后板和侧板构成，前后板具有降低受电弓及其附近突起物的风速功能，侧板有分担电弓罩内以及屏蔽来自受电弓上部产生噪声的功能，可降噪 6dBA。

## 4 结束语

我国规划中的高速铁路沿线，经济发达，人口稠密，噪声污染势必成为一个重要问题，因此在环境影响评价时应认真考虑噪声治理对策，避免高速铁路先污染后治理。日本国铁对高速铁路噪声治理投资的估算为：控制在 80dBA，需增加 9% 的工程投资；若噪声级控制在 70dBA，需增加 14~15% 的工程投资。本文从车辆、线路等方面分析了高速铁路噪声产生的机理，阐述了噪声的治理措施，可供从事铁道提速相关工作的技术人员参考。

(下转第 18 页)

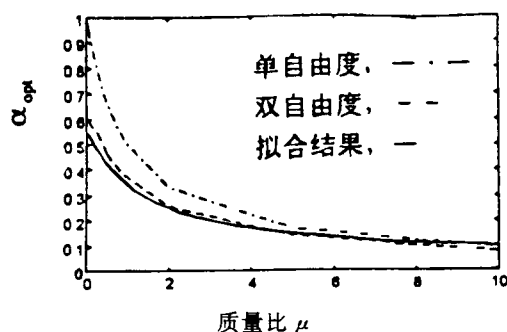


图5 单、两自由度系统上动力吸振器  
 $\alpha_{opt}$ 及拟合曲线示意图

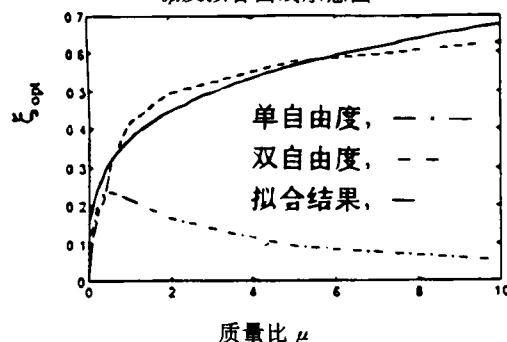


图6 单、两自由度系统上动力吸振器  
 $\xi_{opt}$ 及拟合曲线示意图

## 4 几点结论

(1)对多自由度系统中动力吸振器的参数优化问题,采用传统的“定点等值法”无法得到动力吸振器的最优参数,而采用本文提出的数值求解法可以得到满意的结果;

(2)数值计算结果表明,两自由度系统中动力吸振器的最优 $\alpha$ 和单自由度系统中动力吸振器的最优 $\alpha$ 较为接近,但是最优阻尼因子 $\xi$ 则

有很大的不同。因此在工程允许的情况下,对最优 $\alpha$ 可按照单自由度系统的对应值进行设计;

(3)为工程应用方便起见,本文通过数学拟合理论,得到了最优 $\alpha$ 和最优阻尼因子 $\xi$ 的经验公式,二者都具有相当高的精度,完全能满足工程设计要求;

(4)本文虽然仅以两自由度系统为例,但论述动力吸振器参数最优化的过程,也适用于其它系统,具有一定的普遍意义,从而从根本上解决了多自由度系统中动力吸振器的参数优化问题;

(5)本文讨论的多自由度系统并未计及系统阻尼,实际上系统总是存在着一定的阻尼,对于计入阻尼时的动力吸振器参数优化问题,作者将在以后的论文中进行讨论。

## 参考文献

- 1 A. G. THOMPSON, Optimum tuning and damping of a dynamic vibration absorber applied to a force excited and damped primary system. Journal of Sound and Vibration 77, 403-415, 1981.
- 2 J. B. HUNT, Dynamic vibration absorber, London: Mechanical Engineering Publications, 1979.
- 3 C. M. HARRIS and C. E. CREDE (Editor) 1976 Handbook of Shock and Vibration. New York: McGraw Hill Book Company, second edition. See chapter 6.
- 4 卢旺明,王明武,线性多自由度系统中动力吸振器的优化研究,噪声与振动控制,已录用,待发表,1996.
- 5 卢旺明,一种多自由度系统隔振特性的研究.上海交通大学硕士论文,1995.
- 6 严济宽,机械振动隔离技术,上海科学技术文献出版社,1986.
- 7 丁文镜,减振理论,清华大学出版社,1988.

(上接第21页)

## 参考文献

- 1 焦大化、钱德生,铁路环境噪声控制.中国铁道出版社.
- 2 钱仲候,高速铁路概论,中国铁道出版社,1994.
- 3 铁道部科学研究机车车辆研究所,国外高速列车译文集,(内部资料)1995.

- 4 刘达德,铁路运营环境噪声现状及对策,噪声与振动控制 1993(6).
- 5 王敬欣,列车轮轨噪声控制技术,噪声与振动控制 1998(6).
- 6 Henrik W thrane(英),设计低噪声铁道车辆,国外铁道车辆,铁道部四方车辆研究所,1998(1).
- 7 Valid Ownjazayer and Thomas Smithberger, Historic viaduct readies for high-speed rail, Railway Track and Structures, August 1998